

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 1 月 2 6 日
Date of Application:

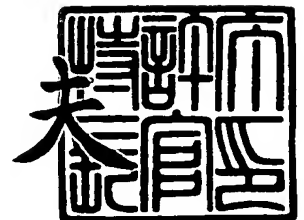
出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 3 4 2 6 0 0
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 2 - 3 4 2 6 0 0]

出 願 人 トヨタ自動車株式会社
Applicant(s):

2 0 0 3 年 1 0 月 1 5 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 AT-5573

【提出日】 平成14年11月26日

【あて先】 特許庁長官

【国際特許分類】 B62D 6/00
B62D 5/00

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 鯉渕 健

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 土屋 義明

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 廣瀬 太郎

【特許出願人】

【識別番号】 000003207

【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100071216

【弁理士】

【氏名又は名称】 明石 昌毅

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008268

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9711686

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 車輛用操舵制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

左右輪の制駆動力差に起因する車輛の挙動変化に対する抑制効果が向上するよう操舵特性を制御する車輛用操舵制御装置に於いて、左右の荷重移動量の大きさを示す指標値が高いほど操舵特性制御量を小さくすることを特徴とする車輛用操舵制御装置。

【請求項 2】

操舵アシストトルクを制御することにより操舵特性を制御することを特徴とする請求項 1 に記載の車輛用操舵制御装置。

【請求項 3】

操舵輪の舵角を制御することにより操舵特性を制御することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の車輛用操舵制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車輛用操舵制御装置に係り、更に詳細には左右輪の制駆動力差に起因する車輛の挙動変化に対する抑制効果が向上するよう操舵特性を制御する車輛用操舵制御装置に係る。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

自動車等の車輛の操舵制御装置の一つとして、例えば下記の特許文献 1 に記載されている如く、左右輪の回転数差に応じて操舵アシストトルクを調整することにより車輛の挙動を良好にするよう構成された操舵制御装置が従来より知られており、この種の操舵制御装置によれば左右の路面の摩擦係数が異なる所謂またぎ路に於ける車輛挙動の悪化に対処する運転者の操舵が容易になるので、車輛挙動の安定化を図ることができる。

【0 0 0 3】

また下記の特許文献 2 には、車輛の制動時に於ける左右の車輪速度差が基準値以上であるときには、車輪速度が小さい方へ操舵輪の舵角を制御するよう構成された操舵制御装置が記載されて知られており、この種の操舵制御装置によれば左右の路面の摩擦係数が異なる所謂またぎ路に於ける車輛の直進走行安定性を向上させることができる。

【特許文献 1】

特開昭 6 4 - 4 5 7 7 号公報

【特許文献 2】

特開 2 0 0 1 - 3 3 4 9 4 7 号公報

【0 0 0 4】

【発明が解決しようとする課題】

上記特許文献 1 及び 2 に記載された技術を応用し、左右輪の制駆動力差に応じて、即ち左右輪の制駆動力差により生じるヨーモーメントに応じて該ヨーモーメントの影響が抑制されるよう操舵アシストトルクを調整し又は操舵輪の舵角を制御することにより車輛挙動の安定化を図ることが考えられる。

【0 0 0 5】

一般に車輛が旋回加速する場合には、左右の荷重移動により旋回外輪の接地荷重が増大し、旋回外輪の駆動力が旋回内輪の駆動力に比して高くなる。そのため車輛の旋回加速時に左右輪の駆動力差に応じて操舵アシストトルクを調整し又は操舵輪の舵角を制御すると、旋回方向とは逆方向の操舵アシストトルクが発生され、操舵トルクが大きくなって運転者の操舵負担が増大したり、或いは操舵輪の舵角が低減され、旋回半径が大きくなって車輛の旋回性能が悪化するという問題が生じる。

【0 0 0 6】

また一般に車輛が旋回制動する場合には、左右の荷重移動により旋回外輪の接地荷重が増大し、旋回外輪の制動力が旋回内輪の制動力に比して高くなる。そのため車輛の旋回制動時に左右輪の制動力差に応じて操舵アシストトルクを調整し又は操舵輪の舵角を制御すると、旋回方向と同一方向の操舵アシストトルクが高くなり、操舵トルクが軽くなり過ぎて操舵反力が不足したり、或いは操舵輪の舵

角が旋回方向へ増大され、旋回半径が小さくなって車輛の旋回安定性が低下し易くなるという問題が生じる。

【0 0 0 7】

本発明は、左右輪の制駆動力差に応じて操舵アシストトルクを調整し又は操舵輪の舵角を制御する場合に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、車輛の旋回時には左右輪の制駆動力差に基づく操舵アシストトルクや操舵輪舵角の制御量を低減することにより、操舵トルクの過不足や旋回半径の増減による車輛の旋回性能の悪化や旋回安定性の低下を防止することである。

【0 0 0 8】

【課題を解決するための手段】

上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項 1 の構成、即ち左右輪の制駆動力差に起因する車輛の挙動変化に対する抑制効果が向上するよう操舵特性を制御する車輛用操舵制御装置に於いて、左右の荷重移動量の大きさを示す指標値が高いほど操舵特性制御量を小さくすることを特徴とする車輛用操舵制御装置によって達成される。

【0 0 0 9】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 の構成に於いて、操舵アシストトルクを制御することにより操舵特性を制御するよう構成される（請求項 2 の構成）。

【0 0 1 0】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 又は 2 の構成に於いて、操舵輪の舵角を制御することにより操舵特性を制御するよう構成される（請求項 3 の構成）。

【0 0 1 1】

【発明の作用及び効果】

上記請求項 1 の構成によれば、左右の荷重移動量の大きさを示す指標値が高いほど操舵特性制御量が小さくされるので、車輛の旋回時に於ける操舵特性制御の悪影響を低減することができ、これにより左右の荷重移動に起因する高い制御量

にて操舵特性制御が実行されることを防止し、操舵特性制御に起因する車輛の旋回性能の悪化や旋回安定性の低下を確実に低減することができる。

【 0 0 1 2 】

また上記請求項 2 の構成によれば、操舵アシストトルクを制御することにより操舵特性が制御されるので、左右の荷重移動量の大きさを示す指標値が高いほど旋回方向とは逆方向の操舵アシストトルクを低減することができ、これにより車輛の旋回加速時には旋回方向とは逆方向の操舵アシストトルクに起因して操舵トルクが増大し運転者の操舵負担が増大したり車輛のコーストレース性が悪化して旋回性能が悪化することを確実に抑制することができ、車輛の旋回制動時には旋回方向と同一方向の操舵アシストトルクが高くなり操舵トルクが軽くなり過ぎて操舵反力が不足することを確実に抑制することができる。

【 0 0 1 3 】

また上記請求項 3 の構成によれば、操舵輪の舵角を制御することにより操舵特性が制御されるので、左右の荷重移動量の大きさを示す指標値が高いほど操舵特性制御による操舵輪の舵角の低減量を低減することができ、これにより車輛の旋回加速時には操舵輪の舵角が低減され旋回半径が大きくなって車輛の旋回性能が悪化することを確実に抑制することができ、車輛の旋回制動時には操舵輪の舵角が旋回方向へ増大され旋回半径が小さくなって車輛の旋回安定性が低下し易くなることを確実に抑制することができる。

【 0 0 1 4 】

【課題解決手段の好ましい態様】

本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 1 乃至 3 の構成に於いて、左右の荷重移動量の大きさを示す指標値は車輛のヨーレート、横加速度、操舵角、左右輪の接地荷重差、それらの組合せの何れかであるよう構成される（好ましい態様 1）。

【 0 0 1 5 】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 1 乃至 3 の構成に於いて、車輛は何れかの駆動輪の駆動スリップが過大であるときには当該車輪の制動力を制御することによりトラクション制御が行われる車輛であり、操舵制御装置

は左右駆動輪の駆動力差に起因する車輛の挙動変化に対する抑制効果が向上するよう操舵特性を制御し、何れかの駆動輪についてトラクション制御が行われているときの左右駆動輪の制動力差に基づき左右駆動輪の駆動力差を推定するよう構成される（好ましい態様2）。

【0016】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1乃至3の構成に於いて、車輛は何れかの車輪の制動スリップが過大であるときには当該車輪の制動圧を制御することによりアンチスキッド制御が行われる車輛であり、操舵制御装置は左右輪の制動力差に起因する車輛の挙動変化に対する抑制効果が向上するよう操舵特性を制御し、何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているときの左右輪の制動圧差に基づき左右の制動力差を推定するよう構成される（好ましい態様3）。

【0017】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項2の構成に於いて、左右輪の制駆動力差に起因して車輛に作用するヨーモーメントの影響を低減する方向の操舵アシストトルクを制御するよう構成される（好ましい態様4）。

【0018】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様4の構成に於いて、操舵トルクに基づく基本アシストトルクと、左右輪の制駆動力差に起因して車輛に作用するヨーモーメントの影響を低減する方向の補助操舵トルクとの和に基づき操舵アシストトルクを制御し、左右の荷重移動量の大きさを示す指標値が高いほど補助操舵トルクの大きさを小さくするよう構成される（好ましい態様5）。

【0019】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項3の構成に於いて、車輛は操舵操作手段に対する運転者の操舵操作に拘わらず左右輪の制駆動力差に起因して車輛に作用するヨーモーメントの影響を低減する方向へ操舵輪を転舵するアクティブ操舵手段を有するよう構成される（好ましい態様6）。

【0020】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 6 の構成に於いて、操舵制御装置は左右の荷重移動量の大きさを示す指標値が高いほどアクティブ操舵手段による操舵輪の転舵制御量の大きさを小さくするよう構成される（好ましい態様 7）。

【 0 0 2 1 】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 1 乃至 3 の構成に於いて、車輛は少なくとも前輪が駆動源により駆動される車輛であるよう構成される（好ましい態様 8）。

【 0 0 2 2 】

【発明の実施の形態】

以下に添付の図を参照しつつ、本発明を幾つかの好ましい実施形態（以下単に実施形態という）について詳細に説明する。

【 0 0 2 3 】

第一の実施形態

図 1 は電動式パワーステアリング装置を備えた前輪駆動式の車輛に適用された本発明による車輛用操舵制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【 0 0 2 4 】

図 1 に於て、1 0 FL 及び 1 0 FR はそれぞれ車輛 1 2 の駆動輪である左右の前輪を示し、1 0 RL 及び 1 0 RR はそれぞれ車輛 1 2 の従動輪である左右の後輪を示している。操舵輪でもある左右の前輪 1 0 FL 及び 1 0 FR は運転者によるステアリングホイール 1 4 の転舵に応答して駆動されるラック・アンド・ピニオン式の電動式パワーステアリング装置 1 6 によりタイロッド 1 8 L 及び 1 8 R を介して操舵される。また左右の前輪 1 0 FL 及び 1 0 FR はエンジン 2 0 により流体式トルクコンバータ 2 2 及び自動変速機 2 4 を介して駆動軸 2 6 FL 及び 2 6 FR が回転駆動されることにより駆動される。

【 0 0 2 5 】

図示の実施形態に於いては、電動式パワーステアリング装置 1 6 はラック同軸型の電動式パワーステアリング装置であり、電子制御装置 2 8 により制御される。電動式パワーステアリング装置 1 6 は電動機 3 0 と、電動機 3 0 の回転トルク

をラックバー 32 の往復動方向の力に変換する例えばボールねじ式の変換機構 34 とを有し、ハウジング 36 に対し相対的にラックバー 32 を駆動する補助転舵力を発生することにより、運転者の操舵負担を軽減する操舵アシストトルクを発生する。

【0026】

各車輪の制動力は制動装置 38 の油圧回路 40 によりホイールシリンダ 42FR、42FL、42RR、42RLの制動圧が制御されることによって制御されるようになっている。図には示されていないが、油圧回路 40 はリザーバ、オイルポンプ、種々の弁装置等を含み、各ホイールシリンダの制動圧は通常時には運転者によるブレーキペダル 44 の踏み込み操作に応じて駆動されるマスタシリンダ 46 により制御され、また必要に応じて後に詳細に説明する如く電子制御装置 48 により制御される。

【0027】

車輪 10FR～10RLにはそれぞれ対応する車輪の車輪速度 V_{wi} ($i = fr, fl, rr, rl$) を検出する車輪速度センサ 50FR～50RLが設けられ、左右の前輪 10FL及び10FRのホイールシリンダ 42FL及び42FRには左右の前輪の制動圧 P_{fl} 及び P_{fr} を検出する圧力センサ 52FL及び52FRが設けられている。またステアリングシャフト 54 には操舵トルク T_s を検出するトルクセンサ 56 が設けられ、車輻 12 には車速 V を検出する車速センサ 58 及びヨーレート γ を検出するヨーレートセンサ 60 が設けられている。尚トルクセンサ 56 及びヨーレートセンサ 58 は車輻の右旋回方向を正としてそれぞれ操舵トルク T_s 及びヨーレート γ を検出する。

【0028】

図示の如く、車輪速度センサ 50FR～50RLにより検出された車輪速度 V_{wi} を示す信号、それぞれ圧力センサ 52FL及び52FRにより検出された左右前輪の制動圧 P_{fl} 及び P_{fr} を示す信号、トルクセンサ 56 により検出された操舵トルク T_s を示す信号、車速センサ 58 により検出された車速 V を示す信号、ヨーレートセンサ 60 により検出されたヨーレート γ を示す信号は電子制御装置 48 に入力される。尚図には詳細に示されていないが、電子制御装置 28 及び48は例えば

CPUとROMとRAMと入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のマイクロコンピュータを含んでいる。

【0029】

電子制御装置48は、図2に示されたフローチャートに従い、操舵トルク T_s 及び車速 V に基づき運転者の操舵負担を軽減するための基本アシストトルク T_{ab} を演算し、左右前輪の駆動力差 ΔF_w を演算すると共に左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輛のヨーモーメントを打ち消す運転者の操舵を補助するための補助操舵トルク T_{ca} を演算し、基本アシストトルク T_{ab} と補助操舵トルク T_{ca} との和に基づき電子制御装置28を介して電動式パワーステアリング装置16によるアシストトルクを制御し、これにより車輛がまたぎ路を加速走行するような状況に於ける車輛の直進走行安定性を向上させる。

【0030】

また電子制御装置48は、車輛のヨーレート γ の大きさが大きいほど小さくなるようゲイン K_g を演算し、ゲイン K_g と補助操舵トルク T_{ca} との積と基本アシストトルク T_{ab} との和を最終の目標アシストトルク T_a とすることにより、車輛の旋回加速時に於ける車輛横方向の荷重移動に起因して左右前輪の駆動力差 ΔF_w が生じている状況に於いて、車輛の直進走行安定性を向上させるためのアシストトルクの制御により旋回方向とは逆方向の操舵アシストトルクが発生され、これにより運転者の操舵負担が増加したり車輛の旋回性が悪化することを防止する。

【0031】

また電子制御装置48は、フローチャートとしては示されていないが、各車輪の車輪速度 V_{wi} に基づき当技術分野に於いて公知の要領にて車体速度 V_b 及び左右前輪の加速スリップ量 S_{Afl} 及び S_{Afr} を演算し、加速スリップ量 S_{Afl} 若しくは S_{Afr} がトラクション制御（TRC制御）開始の基準値よりも大きくなり、トラクション制御の開始条件が成立すると、トラクション制御の終了条件が成立するまで、当該車輪について加速スリップ量が所定の範囲内になるようホイールシリンダ42FL、42FR内の圧力を増減するトラクション制御を行う。

【0032】

更に電子制御装置 48 は、左右前輪の少なくとも一方についてトラクション制御が行われているときに、それらの制動圧 P_{fl} 及び P_{fr} の差に基づき左右前輪の駆動力差 ΔF_w を演算し、トラクション制御が行われていないときには運転者の操舵負担を軽減するための通常の操舵アシストトルクの制御を行う。

【0033】

次に図 2 に示されたフローチャートを参照して図示の第一の実施形態に於ける操舵アシストトルクの制御による操舵特性制御ルーチンについて説明する。尚図 2 に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

【0034】

まずステップ 10 に於いては車輪速度センサ 50FR～50RL により検出された車輪速度 V_{wi} を示す信号等の読み込みが行われ、ステップ 20 に於いては操舵トルク T_s 及び車速 V に基づき図 3 に示されたグラフに対応するマップより運転者の操舵負担を軽減するための基本アシストトルク T_{ab} が演算される。

【0035】

ステップ 30 に於いては左右前輪の少なくとも一方についてトラクション制御が行われているか否かの判別、即ち車輛が加速状態にあり且つ左右前輪の少なくとも一方の加速スリップが過大な状況であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 90 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 40 へ進む。

【0036】

ステップ 40 に於いては左右前輪の制動圧 P_{fl} 及び P_{fr} の差 $\Delta P_f (= P_{fr} - P_{fl})$ に基づき K_{pf} を正の係数として下記の式 1 に従って左右前輪の駆動力差 ΔF_w が演算される。

$$\Delta F_w = K_{pf} \times \Delta P_f \quad \cdots \cdots (1)$$

【0037】

ステップ 50 に於いては左右前輪の駆動力差 ΔF_w の絶対値が基準値 ΔF_{wo} (正の定数) 以上であるか否かの判別、即ち左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輛のヨーモーメントの大きさが大きい状況であるか否かの判別が行われ、否定判

別が行われたときにはステップ 9 0 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 6 0 へ進む。

【 0 0 3 8 】

ステップ 6 0 に於いては左右前輪の駆動力差 ΔF_w に基づき K_{ca} を正の係数として下記の式 2 に従って左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輻のヨーモーメントを打ち消す運転者の操舵を補助するための補助操舵トルク T_{ca} が演算され、ステップ 7 0 に於いては車輻のヨーレート γ の大きさが大きいほどゲイン K_g が小さくなるよう、車輻のヨーレート γ の絶対値に基づき図 4 の実線にて示されたグラフに対応するマップよりゲイン K_g が演算される。

$$T_{ca} = K_{ca} \times \Delta F_w \quad \cdots \cdots (2)$$

【 0 0 3 9 】

ステップ 8 0 に於いては最終目標操舵アシストトルク T_a が下記の式 3 に従って演算され、ステップ 9 0 に於いては最終目標操舵アシストトルク T_a が基本アシストトルク T_{ab} に設定され、ステップ 1 1 0 に於いては電動式パワーステアリング装置 1 6 による操舵アシストトルクが最終目標操舵アシストトルク T_a になるよう電子制御装置 2 8 を介して電動式パワーステアリング装置 1 6 が制御される。

$$T_a = T_{ab} + K_g \times T_{ca} \quad \cdots \cdots (3)$$

【 0 0 4 0 】

かくして図示の第一の実施形態によれば、ステップ 2 0 に於いて操舵トルク T_s 及び車速 V に基づき運転者の操舵負担を軽減するための基本アシストトルク T_{ab} が演算され、左右前輪の何れについてもトラクション制御が行われていないときには、ステップ 3 0 に於いて否定判別が行われ、これによりステップ 9 0 及び 1 0 0 に於いて基本アシストトルク T_{ab} に基づき電動式パワーステアリング装置 1 6 が制御され、運転者の操舵負担が軽減される。

【 0 0 4 1 】

これに対し車輻が路面の摩擦係数が低い走行路を加速走行する場合の如く、左右前輪の少なくとも一方についてトラクション制御が行われているときには、ステップ 3 0 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 4 0 に於いて左右前輪の制動圧

P_{fl} 及び P_{fr} の差 ΔP_f に基づき左右前輪の駆動力差 ΔF_w が演算される。

【0 0 4 2】

特に走行路がまたぎ路の如く左右の車輪に対応する路面の摩擦係数が相互に大きく異なる走行路である場合には、左右前輪の駆動力差 ΔF_w の大きさが大きくなるので、ステップ50に於いて肯定判別が行われ、ステップ60～100に於いて左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輛のヨーモーメントを打ち消す運転者の操舵を補助するための補助操舵トルク T_{ca} が演算され、基本アシストトルク T_{ab} と補助操舵トルク T_{ca} との和に基づきアシストトルクが制御されるので、運転者は左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輛のヨーモーメントを打ち消す操舵を容易に行うことができ、これにより車輛がまたぎ路を加速走行するような状況に於ける運転者の操舵負担を軽減し、車輛の直進走行安定性を向上させることができる。

【0 0 4 3】

例えば図5は車輛12が左半分102Aの路面の摩擦係数が高く右半分102Bの路面の摩擦係数が低いまたぎ路102を直進加速走行する状況を示しており、特に（A）は左右前輪の駆動力差に基づくアシストトルクの制御が行われない場合を示し、（B）は左右前輪の駆動力差に基づくアシストトルクの制御が行われる第一の実施形態の場合を示している。

【0 0 4 4】

この状況に於いては、左前輪10FLの駆動力 F_{fl} が右前輪10FRの駆動力 F_{fr} よりも大きくなるので、車輛12の重心104には右旋回方向のヨーモーメント M_f が作用する。従って左右前輪の駆動力差に基づくアシストトルクの制御が行われない場合（A）には、運転者は車輛の直進加速状態を維持するためには、ヨーモーメント M_f に抗する比較的大きい力にて車輛の左旋回方向へステアリングホイール14を操作し維持しなければならない。

【0 0 4 5】

これに対し、左右前輪の駆動力差に基づくアシストトルクの制御が行われる第一の実施形態の場合（B）には、車輛に作用するヨーモーメント M_f を打ち消す運転者の操舵を補助するための補助操舵トルク T_{ca} が電動式パワーステアリング

装置 16 により発生されるので、運転者が車輛の直進加速状態を維持するために車輛の左旋回方向へステアリングホイール 14 を操作し維持するに必要な力を軽減し、運転者の操舵負担を軽減すると共に、車輛の良好な直進走行安定性を確保することができる。

【0046】

また車輛が路面の摩擦係数が均一な走行路を旋回加速走行する場合には、旋回外側への荷重移動により旋回外側前輪の駆動力が旋回内側前輪の駆動力よりも高くなり、左右前輪の駆動力差 ΔF_w の大きさが大きくなるので、ステップ 50 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 60 に於いて左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輛のヨーモーメント M_f を打ち消す操舵方向の補助操舵トルク T_{ca} が演算される。

【0047】

しかしこの補助操舵トルク T_{ca} は、車輛の旋回加速時を示す図 6 に示されている如く、ステアリングホイール 14 を車輛の直進位置へ戻す方向、即ち車輛の旋回を阻害する方向の操舵トルクであり、従って補助操舵トルク T_{ca} に基づく操舵アシスト制御が行われると、却って運転者の操舵負担が増大すると共に車輛のコーストレース性や旋回性が悪化する。

【0048】

図示の第一の実施形態によれば、ステップ 70 に於いて車輛のヨーレート γ の大きさが大きいほどゲイン K_g が小さくなるよう、車輛のヨーレート γ の絶対値に基づきゲイン K_g が演算され、ステップ 80 に於いてゲイン K_g と補助操舵トルク T_{ca} との積と基本アシストトルク T_{ab} との和が最終目標操舵アシストトルク T_a とされるので、旋回外側への荷重移動量が大きくなるほど左右前輪の駆動力差 ΔF_w に基づく補助操舵トルクが低減され、これにより車輛の旋回加速時に運転者の操舵負担が増大したり車輛のコーストレース性や旋回性が悪化することを効果的に防止することができる。

【0049】

特に図示の第一の実施形態によれば、左右前輪の駆動力差 ΔF_w は、左右前輪の少なくとも一方についてトラクション制御が行われているときに於ける左右前

輪の制動圧 P_{fl} 及び P_{fr} の差に基づいて演算されるので、左右前輪の駆動力自体を検出する手段又は左右前輪の駆動力及び制動力を検出する手段や複雑な演算を要することなく左右前輪の駆動力差 ΔF_w を演算することができ、これにより左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輛のヨーモーメントを打ち消す運転者の操舵を補助するための補助操舵トルク T_{ca} を容易に演算することができる。

【0 0 5 0】

第一の修正例

この第一の修正例に於いては、図には示されていないが、左右の後輪 1 0 RL 及び 1 0 RR のホイールシリンダ 4 2 RL 及び 4 2 RR には左右の後輪の制動圧 P_{rl} 及び P_{rr} を検出する圧力センサ 5 2 RL 及び 5 2 RR が設けられており、圧力センサ 5 2 RL 及び 5 2 RR により検出された左右の後輪の制動圧 P_{rl} 及び P_{rr} を示す信号も電子制御装置 4 8 に入力される。

【0 0 5 1】

また図には示されていないが、電子制御装置 4 8 は、各車輪の車輪速度 V_{wi} に基づき当技術分野に於いて公知の要領にて車体速度 V_b 及び各車輪の制動スリップ率 S_{Li} ($i = fl, fr, rl, rr$) を演算し、何れかの車輪の制動スリップ率 S_{Li} がアンチスキッド制御 (ABS 制御) の開始基準値よりも大きくなり、アンチスキッド制御の開始条件が成立すると、アンチスキッド制御の終了条件が成立するまで、当該車輪について制動スリップ率が所定の範囲内になるようホイールシリンダ内の圧力を増減するアンチスキッド制御を行う。

【0 0 5 2】

また電子制御装置 4 8 は、図 7 に示されたフローチャートに従い、何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているときには、各車輪の制動圧に基づき左右前輪の制動力差 ΔF_{wf} 及び左右後輪の制動力差 ΔF_{wr} を演算し、制動力差 ΔF_{wf} 及び ΔF_{wr} に基づきこれらの制動力差に起因して車輛に作用するヨーモーメント M_b を演算し、ヨーモーメント M_b を打ち消す運転者の操舵を補助するための補助操舵トルク T_{ca} を演算し、基本アシストトルク T_{ab} と補助操舵トルク T_{ca} との和に基づき電子制御装置 2 8 を介して電動式パワーステアリング装置 1 6 によるアシストトルクを制御し、これにより車輛がまたぎ路を走行する際の制動時

に於ける車輛の直進走行安定性を向上させる。

【0053】

また電子制御装置 48 は、第一の実施形態の場合と同様、車輛のヨーレート γ の大きさが大きいほど小さくなるようゲイン K_g を演算し、ゲイン K_g と補助操舵トルク T_{ca} との積と基本アシストトルク T_{ab} との和を最終の目標アシストトルク T_a とすることにより、車輛の旋回制動時に於ける車輛横方向の荷重移動に起因して左右輪の制動力差が生じている状況に於いて、車輛の直進走行安定性を向上させるためのアシストトルクの制御により旋回方向の操舵アシストトルクが過剰になり、これにより運転者が希望する以上に旋回半径が小さくなったり車輛の旋回安定性が低下することを防止する。

【0054】

次に第一の修正例に於ける操舵アシストトルクの制御による操舵特性制御ルーチンの要部を示す図 7 のフローチャートを参照して、第一の修正例の作動について説明する。尚図 7 に於いて、図 2 に示されたステップと同一のステップには図 2 に於いて付されたステップ番号と同一のステップ番号が付されている。また図 7 に示されていない他のステップは上述の第一の実施形態と同様に実行され、これにより第一の実施形態に於ける加速時の作用効果と同様の作用効果が達成される。

【0055】

第一の修正例に於いては、ステップ 30 に於いて否定判別が行われると、ステップ 31 に於いて何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているか否かの判別、即ち車輛が制動状態にあり且つ何れかの車輪の制動スリップが過大な状況であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 90 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 32 へ進む。

【0056】

ステップ 32 に於いては左右前輪の制動圧 P_{fl} 及び P_{fr} の差 $\Delta P_f (= P_{fr} - P_{fl})$ に基づき K_{bf} を正の係数として下記の式 4 に従って左右前輪の制動力差 ΔF_{wf} が演算されると共に、左右後輪の制動圧 P_{rl} 及び P_{rr} の差 $\Delta P_r (= P_{rr} - P_{rl})$ に基づき K_{br} を正の係数として下記の式 5 に従って左右後輪の制動力差 Δ

Fwrが演算される。

$$\Delta F_{wf} = K_{bf} \times \Delta P_f \quad \cdots \cdots (4)$$

$$\Delta F_{wr} = K_{br} \times \Delta P_r \quad \cdots \cdots (5)$$

【 0 0 5 7 】

ステップ 3 3 に於いては左右前輪の制動力差 ΔF_{wf} 及び左右後輪の制動力差 ΔF_{wr} に基づき当技術分野に於いて公知の要領にて車輛に作用するヨーモーメント M_b が演算され、ステップ 3 4 に於いてはヨーモーメント M_b の絶対値が基準値 ΔM_{bo} (正の定数) 以上であるか否かの判別、即ち左右輪の制動力差 ΔF_{wf} 及び ΔF_{wr} に起因する車輛のヨーモーメントの大きさが大きい状況であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 9 0 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 3 5 へ進む。

【 0 0 5 8 】

ステップ 3 5 に於いてはヨーモーメント M_b に基づき K_{ba} を正の係数として下記の式 6 に従って車輛のヨーモーメント M_b を打ち消す運転者の操舵を補助するための補助操舵トルク T_{ca} が演算され、ステップ 3 6 に於いては車輛のヨーレート γ の大きさが大きいほどゲイン K_g が小さくなるよう、車輛のヨーレート γ の絶対値に基づき図 4 の破線にて示されたグラフに対応するマップよりゲイン K_g が演算される。

$$T_{ca} = K_{ba} \times M_b \quad \cdots \cdots (6)$$

【 0 0 5 9 】

かくしてこの第一の修正例によれば、走行路がまたぎ路の如く左右の車輪に対応する路面の摩擦係数が相互に大きく異なる走行路である場合には、左右輪の制動力差 ΔF_{wf} 及び ΔF_{wr} の大きさが大きくなりヨーモーメント M_b の大きさが大きくなるので、ステップ 3 4 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 3 5 以降に於いて左右輪の制動力差 ΔF_{wf} 及び ΔF_{wr} に起因する車輛のヨーモーメント M_b を打ち消す運転者の操舵を補助するための補助操舵トルク T_{ca} が演算され、基本アシストトルク T_{ab} と補助操舵トルク T_{ca} との和に基づきアシストトルクが制御されるので、運転者は車輛のヨーモーメント M_b を打ち消す操舵を容易に行うことができ、これにより車輛がまたぎ路を走行する際の制動時の如き状況に於ける運

転者の操舵負担を軽減し、車輛の直進走行安定性を向上させることができる。

【0060】

例えば図8は車輛12が左半分102Aの路面の摩擦係数が高く右半分102Bの路面の摩擦係数が低いまたぎ路102を直進加速走行する状況を示しており、特に（A）は左右輪の制動力差に基づくアシストトルクの制御が行われない場合を示し、（B）は左右輪の制動力差に基づくアシストトルクの制御が行われる第一の修正例の場合を示している。

【0061】

この状況に於いては、左前輪10FLの制動力 F_{fl} が右前輪10FRの制動力 F_{fr} よりも大きくなり左後輪10RLの制動力 F_{rl} が右後輪10RRの制動力 F_{rr} よりも大きくなるので、車輛12の重心104には左旋回方向のヨーモーメント M_b が作用する。従って左右輪の制動力差に基づくアシストトルクの制御が行われない場合（A）には、運転者は車輛の直進加速状態を維持するためには、ヨーモーメント M_b に抗する比較的大きい力にて車輛の右旋回方向へステアリングホイール14を操作し維持しなければならない。

【0062】

これに対し、左右輪の制動力差に基づくアシストトルクの制御が行われる第一の修正例の場合（B）には、車輛に作用するヨーモーメント M_b を打ち消す運転者の操舵を補助するための補助操舵トルク T_{ca} が電動式パワーステアリング装置16により発生されるので、運転者が車輛の直進加速状態を維持するために車輛の左旋回方向へステアリングホイール14を操作し維持するに必要な力を軽減し、運転者の操舵負担を軽減すると共に、車輛の良好な直進走行安定性を確保することができる。

【0063】

また車輛が路面の摩擦係数が均一な走行路を制動状態にて旋回走行する場合には、旋回外側への荷重移動により旋回外輪の制動力が旋回内輪の制動力よりも高くなり、ヨーモーメント M_b の大きさが大きくなるので、ステップ34に於いて肯定判別が行われ、ステップ35に於いてヨーモーメント M_b を打ち消す操舵方向の補助操舵トルク T_{ca} が演算される。

【0064】

この補助操舵トルク T_{ca} は、車輛の旋回制動時を示す図 9 に示されている如く、ステアリングホイール 14 を車輛の旋回方向へ切り増しする方向、即ち車輛の旋回を促進する方向の操舵トルクであるので、運転者の操舵負担を軽減することができると共に車輛のコーストレース性や旋回性を向上させることができるが、車輛の旋回度合が高くヨーモーメント M_b の大きさが大きい状況に於いては、補助操舵トルク T_{ca} に基づく操舵アシスト制御が行われると、運転者の操舵負担が軽くなり過ぎて左右前輪の舵角が増大し、車輛の旋回半径が減少したり車輛の旋回制動時の走行安定性が悪化する虞れがある。

【0065】

図示の第一の修正例によれば、上述の第一の実施形態の場合と同様、ステップ 36 に於いて車輛のヨーレート γ の大きさが大きいほどゲイン K_g が小さくなるよう、車輛のヨーレート γ の絶対値に基づきゲイン K_g が演算され、ステップ 80 に於いてゲイン K_g と補助操舵トルク T_{ca} との積と基本アシストトルク T_{ab} との和が最終目標操舵アシストトルク T_a とされるので、旋回外側への荷重移動量が大きくなるほど左右輪の制動力差に基づく補助操舵トルクが低減され、これにより車輛の旋回制動時に車輛の旋回半径が減少したり車輛の旋回制動時の走行安定性が悪化することを効果的に防止することができる。

【0066】

第二の実施形態

図 10 はアクティブ操舵装置を備えた前輪駆動式の車輛に適用された本発明による車輛用操舵制御装置の第二の実施形態を示す概略構成図である。尚図 10 に於いて図 1 に示された部材に対応する部材には図 1 に於いて付された符号と同一の符号が付されている。

【0067】

この実施形態に於いては、パワーステアリング装置 16 は通常の油圧式のパワーステアリング装置である。ステアリングホイール 14 はアップステアリングシャフト 54A、転舵角可変装置 70、ロアステアリングシャフト 54B、ジョイント 72 を介してパワーステアリング装置 16 のピニオンシャフト 74 に駆動接

続されている。

【0068】

図示の第二の実施形態に於いては、転舵角可変装置 70 はハウジングの側にてアッパステアリングシャフト 54 A の下端に連結され、回転子の側にてロアステアリングシャフト 54 B の上端に連結された補助転舵駆動用の電動機 76 を含んでいる。転舵角可変装置 70 は電子制御装置 78 により制御され、アッパステアリングシャフト 54 A に対し相対的にロアステアリングシャフト 54 B を回転駆動することにより、操舵輪である左右の前輪 10 FL 及び 10 FR をステアリングホイール 14 に対し相対的に補助転舵駆動する。

【0069】

特に転舵角可変装置 70 は、通常時にはハウジング及び回転子の相対回転を阻止する保持電流が電動機 76 に通電されることにより、アッパステアリングシャフト 54 A に対するロアステアリングシャフト 54 B の相対回転角度（単に相対回転角度という）を 0 に維持するが、アクティブ操舵時には電動機 76 によりアッパステアリングシャフト 54 A に対し相対的にロアステアリングシャフト 54 B を積極的に回転させ、これにより運転者の操舵操作に依存せずに左右の前輪 10 FL 及び 10 FR を自動操舵する。

【0070】

図示の実施形態に於ては、アッパステアリングシャフト 54 A には該アッパステアリングシャフトの回転角度を操舵角 θ_s として検出する操舵角センサ 80 が設けられており、ロアステアリングシャフト 54 B には該ロアステアリングシャフトの回転角度を左右前輪の実操舵角 θ_a として検出する操舵角センサ 82 が設けられており、これらのセンサの出力は電子制御装置 48 へ供給される。尚操舵角センサ 80 及び 82 は車輛の右旋回方向を正としてそれぞれ操舵角 θ_s 及び θ_a を検出する。また操舵角 θ_a はアクティブ操舵完了後に左右の前輪 10 FL 及び 10 FR の直進位置をステアリングホイール 14 の中立位置に合わせるために使用される。

【0071】

電子制御装置 48 は、図 11 に示されたフローチャートに従い、左右前輪の駆

動力差 ΔF_w を演算すると共に左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輛のヨーモーメントを打ち消すための左右前輪の転舵角、即ち転舵角可変装置70による目標相対回転角度 ϕ_b を演算し、目標相対回転角度 ϕ_b に基づき電子制御装置78を介して転舵角可変装置70による相対回転角度 ϕ を制御し、これにより車輛がまたぎ路を加速走行するような状況に於ける車輛の直進走行安定性を向上させる。

【0072】

また電子制御装置48は、車輛のヨーレート γ の大きさが大きいほど小さくなるようゲイン K_g を演算し、ゲイン K_g と目標相対回転角度 ϕ_b との積を最終の目標相対回転角度 ϕ_t とすることにより、車輛の旋回加速時に於ける車輛横方向の荷重移動に起因して左右前輪の駆動力差 ΔF_w が生じている状況に於いて、車輛の直進走行安定性を向上させるためのアクティブ操舵の制御により左右の前輪が旋回方向とは逆方向へ自動的に転舵され、これにより運転者の操舵負担が増加したり車輛の旋回性が悪化することを防止する。

【0073】

更に電子制御装置48は、上述の第一の実施形態の場合と同様にトラクション制御を行い、左右前輪の少なくとも一方についてトラクション制御が行われているときに、それらの制動圧 P_{fl} 及び P_{fr} の差に基づき左右前輪の駆動力差 ΔF_w を演算し、トラクション制御が行われていないときには転舵角可変装置70による相対回転角度 ϕ を0に設定し、アクティブ操舵を行わない。

【0074】

次に第二の実施形態に於けるアクティブ操舵の制御による操舵特性制御ルーチンを示す図11のフローチャートを参照して、第二の実施形態の作動について説明する。尚図11に於いて、ステップ110、130～150はそれぞれ上述の第一の実施形態に於けるステップ10、30～50と同様に実行され、ステップ170に於いては車輛のヨーレート γ の大きさが大きいほどゲイン K_g が小さくなるよう、車輛のヨーレート γ の絶対値に基づき図4の一点鎖線にて示されたグラフに対応するマップよりゲイン K_g が演算される。

【0075】

上述の第一の実施形態に於けるステップ60に対応するステップ160に於い

ては、左右前輪の駆動力差 ΔF_w に基づき駆動力差 ΔF_w が大きいほど大きくなるよう、図には示されていないマップ又は関数により転舵角可変装置 70 による目標相対回転角度 ϕ_b が演算される。

【0076】

ステップ 180 に於いては最終目標相対回転角度 ϕ_t が下記の式 7 に従って演算され、ステップ 190 に於いては最終目標相対回転角度 ϕ_t が目標相対回転角度 ϕ_b に設定され、ステップ 200 に於いては転舵角可変装置 70 による相対回転角度 ϕ が最終目標相対回転角度 ϕ_t になるよう電子制御装置 78 を介して転舵角可変装置 70 が制御される。

【0077】

かくして図示の第二の実施形態によれば、車輛が路面の摩擦係数が低い走行路を加速走行する場合の如く、左右前輪の少なくとも一方についてトラクション制御が行われているときには、ステップ 130 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 140 に於いて左右前輪の制動圧 P_{fl} 及び P_{fr} の差 ΔP_f に基づき左右前輪の駆動力差 ΔF_w が演算される。

【0078】

特に走行路がまたぎ路の如く左右の車輪に対応する路面の摩擦係数が相互に大きく異なる走行路である場合には、左右前輪の駆動力差 ΔF_w の大きさが大きくなるので、ステップ 150 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 160～200 に於いて左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輛のヨーモーメントを打ち消すための目標相対回転角度 ϕ_b が演算され、目標相対回転角度 ϕ_b に基づき転舵角可変装置 70 が制御されることにより、左右の前輪がヨーモーメントを打ち消す方向へ自動的に操舵されるので、車輛がまたぎ路を加速走行するような状況に於ける運転者の操舵負担を軽減し、車輛の直進走行安定性を向上させることができる。

【0079】

例えば図 12 は、図 5 (B) の場合と同様、車輛 12 が左半分 102A の路面の摩擦係数が高く右半分 102B の路面の摩擦係数が低いまたぎ路 102 を直進加速走行する状況であって、左右前輪の駆動力差に基づくアクティブ操舵の制御

が行われる状況を示している。

【0080】

第二の実施形態によれば、左右前輪の駆動力差に基づくアクティブ操舵の制御が行われ、車輻に作用するヨーモーメント M_f を左右前輪の横力により打ち消すよう左右の前輪が自動的に操舵されるので、運転者は車輻の直進加速状態を維持するために車輻の左旋回方向へステアリングホイール14を操作し維持しなくてよく、運転者の操舵負担を軽減すると共に、車輻の良好な直進走行安定性を確保することができる。

【0081】

また車輻が路面の摩擦係数が均一な走行路を旋回加速走行する場合には、旋回外側への荷重移動により旋回外側前輪の駆動力が旋回内側前輪の駆動力よりも高くなり、左右前輪の駆動力差 ΔF_w の大きさが大きくなるので、ステップ150に於いて肯定判別が行われ、ステップ160に於いて左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輻のヨーモーメント M_f を打ち消すための目標相対回転角度 ϕ_b が演算される。

【0082】

しかしこの目標相対回転角度 ϕ_b は、車輻の旋回加速時を示す図13に示されている如く、ステアリングホイール14を車輻の直進位置へ戻す方向、即ち車輻の旋回を阻害する方向の相対回転角度であり、従って目標相対回転角度 ϕ_b に基づくアクティブ操舵の制御が行われると、却って運転者の操舵負担が増大すると共に車輻のコーストレース性や旋回性が悪化する。

【0083】

図示の第二の実施形態によれば、ステップ170に於いて車輻のヨーレート γ の大きさが大きいほどゲイン K_g が小さくなるよう、車輻のヨーレート γ の絶対値に基づきゲイン K_g が演算され、ステップ180に於いてゲイン K_g と目標相対回転角度 ϕ_b との積が最終目標相対回転角度 ϕ_t とされるので、旋回外側への荷重移動量が大きくなるほど左右前輪の駆動力差 ΔF_w に基づく左右前輪の自動操舵による転舵角が低減され、これにより車輻の旋回加速時に運転者の操舵負担が増大したり車輻のコーストレース性や旋回性が悪化することを効果的に防止するこ

とができる。

【0084】

特に図示の第二の実施形態によれば、上述の第一の実施形態の場合と同様、左右前輪の駆動力差 ΔF_w は、左右前輪の少なくとも一方についてトラクション制御が行われているときに於ける左右前輪の制動圧 P_{fl} 及び P_{fr} の差に基づいて演算されるので、左右前輪の駆動力自体を検出する手段又は左右前輪の駆動力及び制動力を検出する手段や複雑な演算を要することなく左右前輪の駆動力差 ΔF_w を演算することができ、これにより左右前輪の駆動力差 ΔF_w に起因する車輛のヨーモーメントを打ち消すための目標相対回転角度 ϕ_b を容易に演算することができる。

【0085】

第二の修正例

この第二の修正例に於いては、図には示されていないが、上述の第一の修正例の場合と同様、左右の後輪10RL及び10RRのホイールシリンダ42RL及び42RRには左右の後輪の制動圧 P_{rl} 及び P_{rr} を検出する圧力センサ52RL及び52RRが設けられており、圧力センサ52RL及び52RRにより検出された左右の後輪の制動圧 P_{rl} 及び P_{rr} を示す信号も電子制御装置48に入力される。

【0086】

また電子制御装置48はアンチスキッド制御を行い、図14に示されたフローチャートに従い、何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているときには、各車輪の制動圧に基づき左右前輪の制動力差 ΔF_{wf} 及び左右後輪の制動力差 ΔF_{wr} を演算し、制動力差 ΔF_{wf} 及び ΔF_{wr} に基づきこれらの制動力差に起因して車輛に作用するヨーモーメント M_b を演算し、ヨーモーメント M_b を打ち消すための転舵角可変装置70による目標相対回転角度 ϕ_b を演算し、目標相対回転角度 ϕ_b に基づき電子制御装置78を介して転舵角可変装置70による相対回転角度 ϕ を制御し、これにより車輛がまたぎ路を走行する際の制動時に於ける車輛の直進走行安定性を向上させる。

【0087】

また電子制御装置48は、第二の実施形態の場合と同様、車輛のヨーレート γ

の大きさが大きいほど小さくなるようゲイン K_g を演算し、ゲイン K_g と目標相対回転角度 ϕ_b との積を最終目標相対回転角度 ϕ_t とすることにより、車輛の旋回制動時に於ける車輛横方向の荷重移動に起因して左右輪の制動力差が生じている状況に於いて、車輛の直進走行安定性を向上させるためのアクティブ操舵の制御により左右の前輪が旋回方向へ自動的に転舵され、これにより運転者が希望する以上に旋回半径が小さくなったり車輛の旋回安定性が低下することを防止する。

【 0 0 8 8 】

次に第二の修正例に於けるアクティブ操舵の制御による操舵特性制御ルーチンの要部を示す図 1 4 のフローチャートを参照して、第二の修正例の作動について説明する。尚図 1 4 に於いて、図 1 1 に示されたステップと同一のステップには図 1 1 に於いて付されたステップ番号と同一のステップ番号が付されている。また図 1 4 に示されていない他のステップは上述の第二の実施形態と同様に実行され、これにより第二の実施形態に於ける加速時の作用効果と同様の作用効果が達成される。

【 0 0 8 9 】

第二の修正例に於いては、ステップ 1 3 0、1 4 0 ~ 1 7 0 は上述の第二の実施形態の場合と同様に実行され、ステップ 1 3 1 ~ 1 3 4 は上述の第二の修正例に於けるステップ 3 1 ~ 3 4 と同様に実行され、ステップ 1 3 5 に於いては車輛に作用するヨーモーメント M_b に基づきヨーモーメント M_b が大きいほど大きくなるよう、図には示されていないマップ又は関数により転舵角可変装置 7 0 による目標相対回転角度 ϕ_b が演算され、ステップ 1 3 6 に於いては車輛のヨーレート γ の大きさが大きいほどゲイン K_g が小さくなるよう、車輛のヨーレート γ の絶対値に基づき図 4 の二点鎖線にて示されたグラフに対応するマップよりゲイン K_g が演算される。

【 0 0 9 0 】

かくしてこの第二の修正例によれば、走行路がまたぎ路の如く左右の車輪に対応する路面の摩擦係数が相互に大きく異なる走行路である場合には、左右輪の制動力差 ΔF_{wf} 及び ΔF_{wr} の大きさが大きくなりヨーモーメント M_b の大きさが大きくなるので、ステップ 1 3 4 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 1 3 5 以降

に於いて左右輪の制動力差 ΔF_{wf} 及び ΔF_{wr} に起因する車輛のヨーモーメント M_b を打ち消すための目標相対回転角度 ϕ_b が演算され、目標相対回転角度 ϕ_b に基づき転舵角可変装置 70 が制御されるので、車輛がまたぎ路を走行する際の制動時の如き状況に於ける運転者の操舵負担を軽減し、車輛の直進走行安定性を向上させることができる。

【0091】

例えば図 15 は、図 8 (B) の場合と同様、車輛 12 が左半分 102 A の路面の摩擦係数が高く右半分 102 B の路面の摩擦係数が低いまたぎ路 102 を直進加速走行する状況であって、左右輪の制動力差に基づくアクティブ操舵の制御が行われる状況を示している。

【0092】

第二の修正例によれば、左右輪の制動力差に基づくアクティブ操舵の制御が行われ、車輛に作用するヨーモーメント M_b を左右前輪の横力により打ち消すよう左右の前輪が自動的に操舵されるので、運転者が車輛の直進加速状態を維持するために車輛の左旋回方向へステアリングホイール 14 を操作し維持しなくてよく、運転者の操舵負担を軽減すると共に、車輛の良好な直進走行安定性を確保することができる。

【0093】

また車輛が路面の摩擦係数が均一な走行路を制動状態にて旋回走行する場合には、旋回外側への荷重移動により旋回外輪の制動力が旋回内輪の制動力より高くなり、ヨーモーメント M_b の大きさが大きくなるので、ステップ 134 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 135 に於いてヨーモーメント M_b を打ち消すための目標相対回転角度 ϕ_b が演算される。

【0094】

この目標相対回転角度 ϕ_b は、車輛の旋回制動時を示す図 16 に示されている如く、左右の前輪を車輛の旋回方向へ切り増しする方向、即ち車輛の旋回を促進する方向の相対回転角度であるので、車輛の旋回度合が高くヨーモーメント M_b の大きさが大きい状況に於いては、左右前輪の旋回方向への舵角が増大し、車輛の旋回半径が減少したり車輛の旋回制動時の走行安定性が悪化する虞れがある。

【 0 0 9 5 】

図示の第二の修正例によれば、上述の第一の修正例の場合と同様、ステップ 1 3 6 に於いて車輛のヨーレート γ の大きさが大きいほどゲイン K_g が小さくなるよう、車輛のヨーレート γ の絶対値に基づきゲイン K_g が演算され、ステップ 1 8 0 に於いてゲイン K_g と目標相対回転角度 ϕ_b との積が最終目標相対回転角度 ϕ_t とされるので、旋回外側への荷重移動量が大きくなるほど左右輪の制動力差に基づく左右前輪の自動操舵による転舵角が低減され、これにより車輛の旋回制動時に車輛の旋回半径が減少したり車輛の旋回制動時の走行安定性が悪化することを効果的に防止することができる。

【 0 0 9 6 】

以上に於いては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【 0 0 9 7 】

例えば上述の各実施形態に於いては、左右の荷重移動量の大きさを示す指標値は車輛のヨーレート γ であるが、この指標値は当技術分野に於いて公知の任意の車輛状態量若しくは運転者の操作量であってよく、例えば車輛の横加速度、操舵角、左右輪の接地荷重差、それらの組合せ、それらとヨーレート γ との組合せの何れかであってよい。

【 0 0 9 8 】

また上述の各実施形態に於いては、何れかの駆動輪についてトラクション制御が行われているときの左右駆動輪の制動力差に基づき左右駆動輪の駆動力差が推定され、何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているときの左右輪の制動圧差に基づき左右輪の制動力差が推定されるようになっているが、左右輪の制駆動力差は当技術分野に於いて公知の任意の要領にて推定されてよく、例えば各車輪の車軸のトルクを検出することにより推定されてもよく、またホイールインモータ式の車輛の如く、各車輪の制駆動力を制御可能な車輛の場合には各車輪に対する制駆動力の制御出力より推定されてよい。

【 0 0 9 9 】

また上述の各実施形態に於いては、ゲイン K_g の演算に際しステアリングホイール 14 の切り増し又は切り戻し状況であるか否かが考慮されていないが、特に車輛の旋回制動時には、ステアリングホイール 14 の切り増し時のゲイン K_g は保舵時や切り戻し時よりも小さく設定されるよう修正されてもよい。

【0100】

また上述の第一の実施形態及び第一の修正例に於いては、操舵アシストトルクを制御することにより操舵特性が制御され、上述の第二の実施形態及び第二の修正例に於いては、アクティブ操舵によって操舵輪の舵角を制御することにより操舵特性が制御されるようになっているが、第一の実施形態と第二の実施形態、第一の修正例と第二の実施形態、第一の実施形態と第二の修正例、第一の修正例と第二の修正例の如く、各実施形態及び修正例が組み合わされてもよい。

される。

【0101】

更に上述の各実施形態に於いては、車輛は前輪駆動車であり、前輪駆動車の場合には他の駆動形式の車輛の場合に比して旋回加速時や旋回制動時に左右輪の制駆動力差に基づき操舵アシストトルクや操舵輪の舵角を制御することにより操舵特性が制御されると、旋回半径の増大等の問題が生じ易いが、本発明の車輛用操舵制御装置は後輪駆動車や四輪駆動車に適用されてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】

電動式パワーステアリング装置を備えた前輪駆動式の車輛に適用された本発明による車輛用操舵制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【図2】

第一の実施形態に於ける操舵アシストトルクの制御による操舵特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図3】

操舵トルク T_s 及び車速 V と基本アシストトルク T_{ab} との関係を示すグラフである。

【図4】

車輛のヨーレート γ の絶対値とゲイン K_g との関係を示すグラフである。

【図 5】

車輛がまたぎ路を直進加速走行する状況の説明図であり、特に（A）は左右前輪の駆動力差に基づくアシストトルクの制御が行われない場合を示し、（B）は左右前輪の駆動力差に基づくアシストトルクの制御が行われる図示の実施形態の場合を示している。

【図 6】

車輛の旋回加速時に於ける第一の実施形態の作動を示す説明図である。

【図 7】

第一の修正例に於ける操舵アシストトルクの制御による操舵特性制御ルーチンの要部を示すフローチャートである。

【図 8】

車輛がまたぎ路を直進走行する際に於ける制動時の状況の説明図であり、特に（A）は左右前輪の制動力差に基づくアシストトルクの制御が行われない場合を示し、（B）は左右前輪の制動力差に基づくアシストトルクの制御が行われる第一の修正例の場合を示している。

【図 9】

車輛の旋回制動時に於ける第一の修正例の作動を示す説明図である。

【図 1 0】

アクティブ操舵装置を備えた前輪駆動式の車輛に適用された本発明による車輛用操舵制御装置の第二の実施形態を示す概略構成図である。

【図 1 1】

第二の実施形態に於けるアクティブ操舵の制御による操舵特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図 1 2】

車輛がまたぎ路を直進加速走行する状況であって、第二の実施形態により左右前輪の駆動力差に基づくアクティブ操舵の制御が行われる状況を示す説明図である。

【図 1 3】

車輛の旋回加速時に於ける第二の実施形態の作動を示す説明図である。

【図 1 4】

第二の修正例に於けるアクティブ操舵の制御による操舵特性制御ルーチンの要部を示すフローチャートである。

【図 1 5】

車輛がまたぎ路を直進走行する際に於ける制動時の状況であって、第二の修正例により左右前輪の制動力差に基づくアクティブ操舵の制御が行われる状況を示す説明図である。

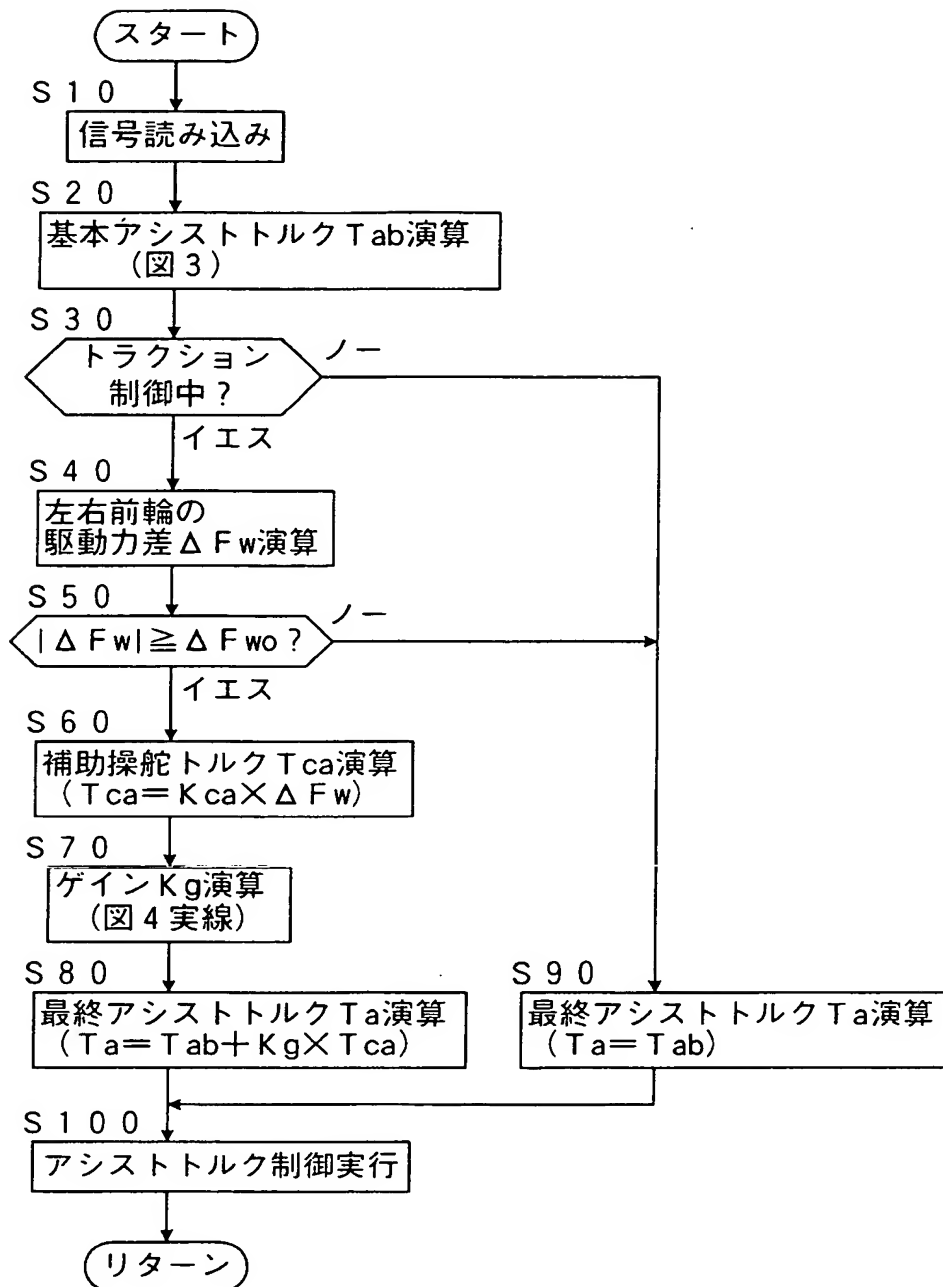
【図 1 6】

車輛の旋回制動時に於ける第二の修正例の作動を示す説明図である。

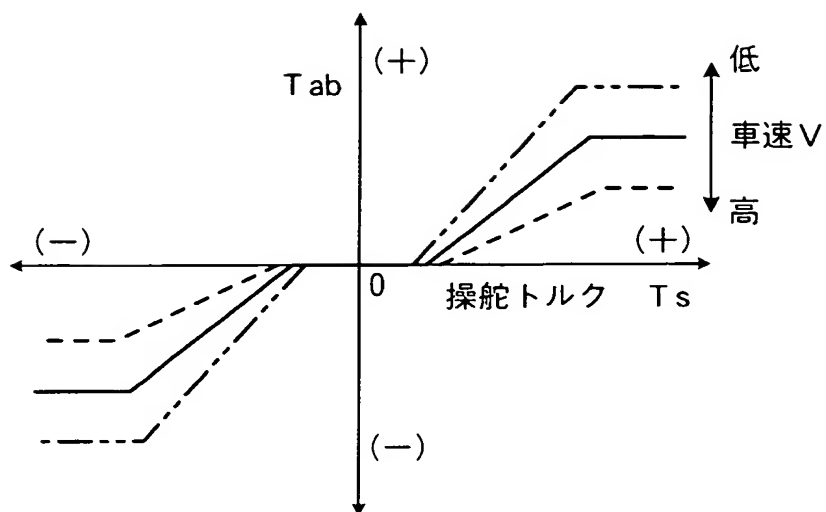
【符号の説明】

- 1 4…ステアリングホイール
- 1 6…パワーステアリング装置
- 2 0…エンジン
- 2 8…電子制御装置
- 3 8…制動装置
- 4 8…電子制御装置
- 5 0 FR～5 0 RL…車輪速度センサ
- 5 2 FL、5 2 FR…圧力センサ
- 5 6…トルクセンサ
- 5 8…車速センサ
- 6 0…ヨーレートセンサ
- 7 0…転舵角可変装置
- 7 8…電子制御装置
- 8 0、8 2…操舵角センサ

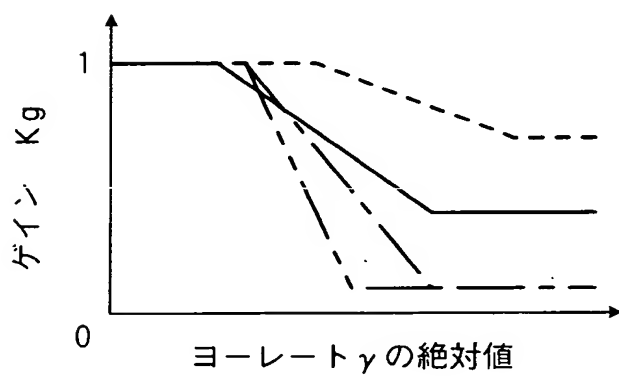
【図 2】



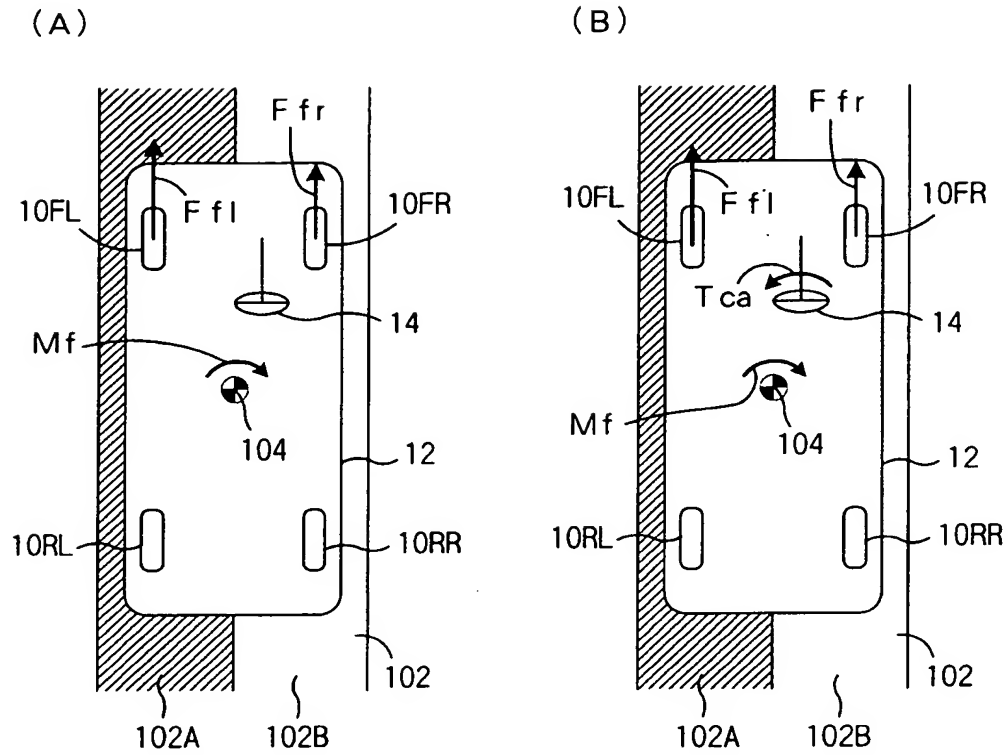
【図 3】



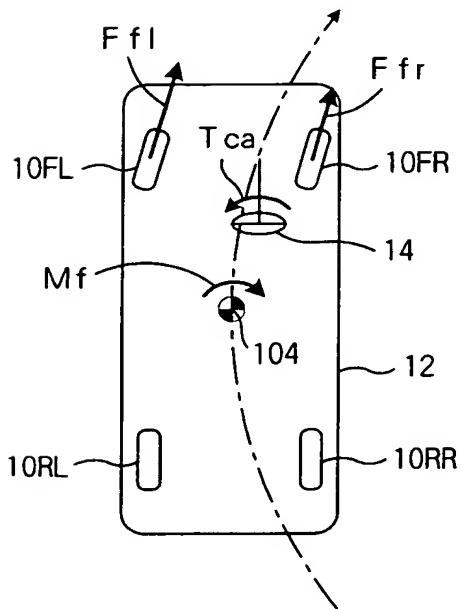
【図 4】



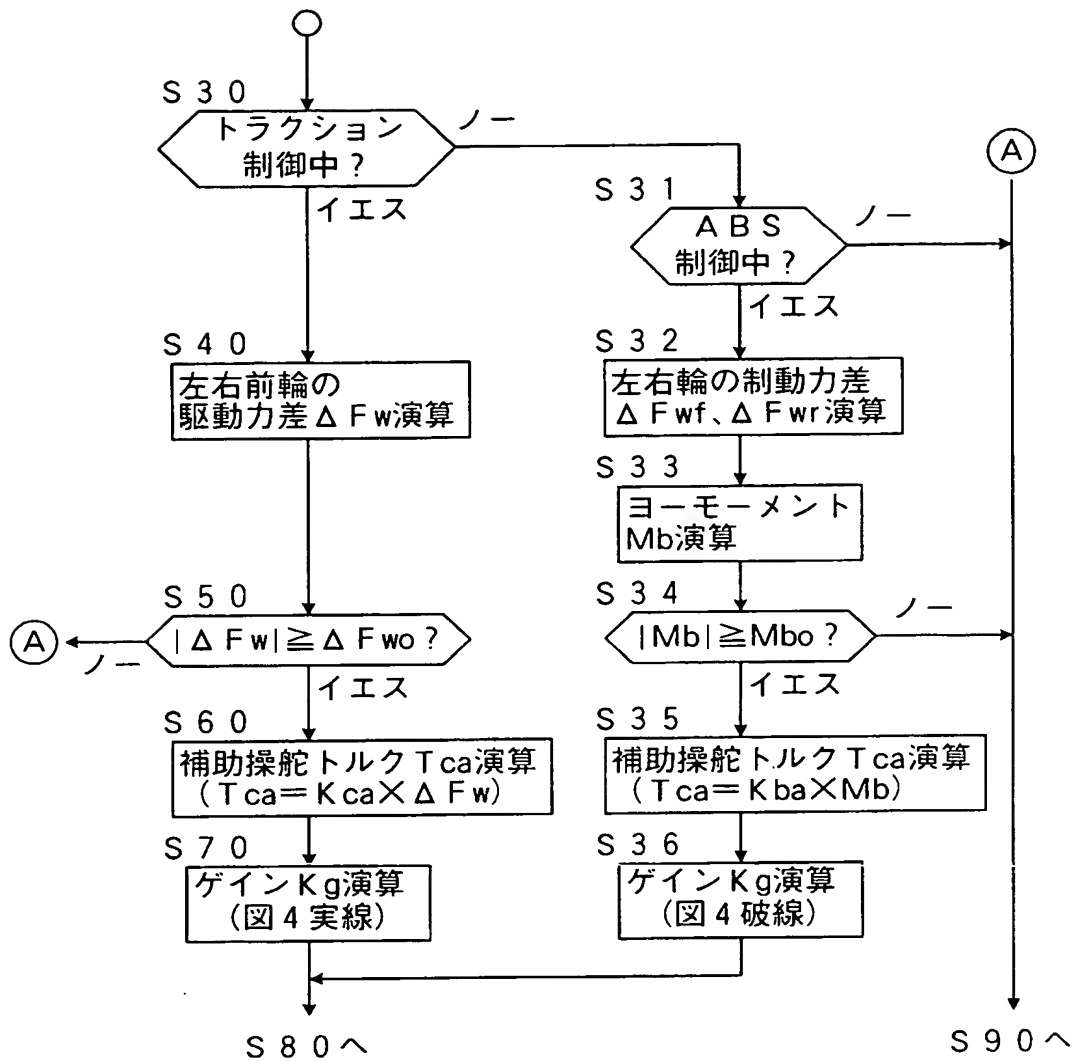
【図 5】



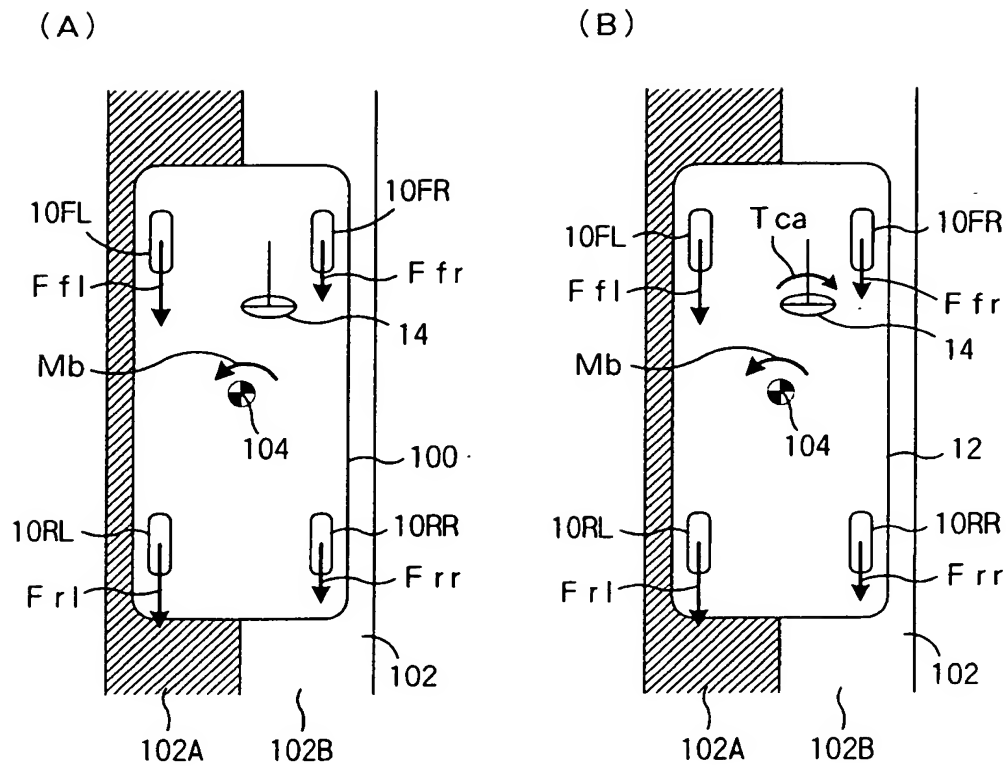
【図 6】



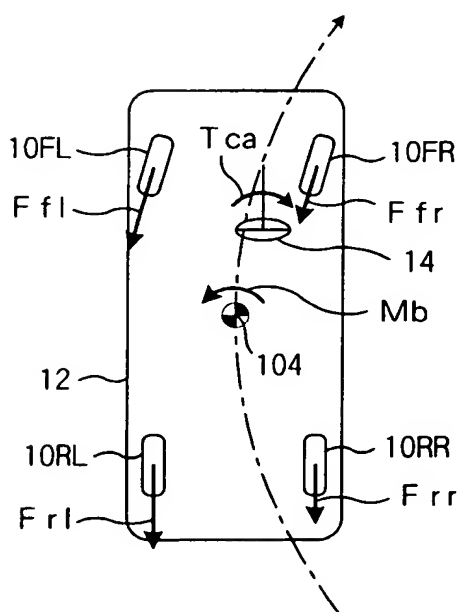
【図 7】



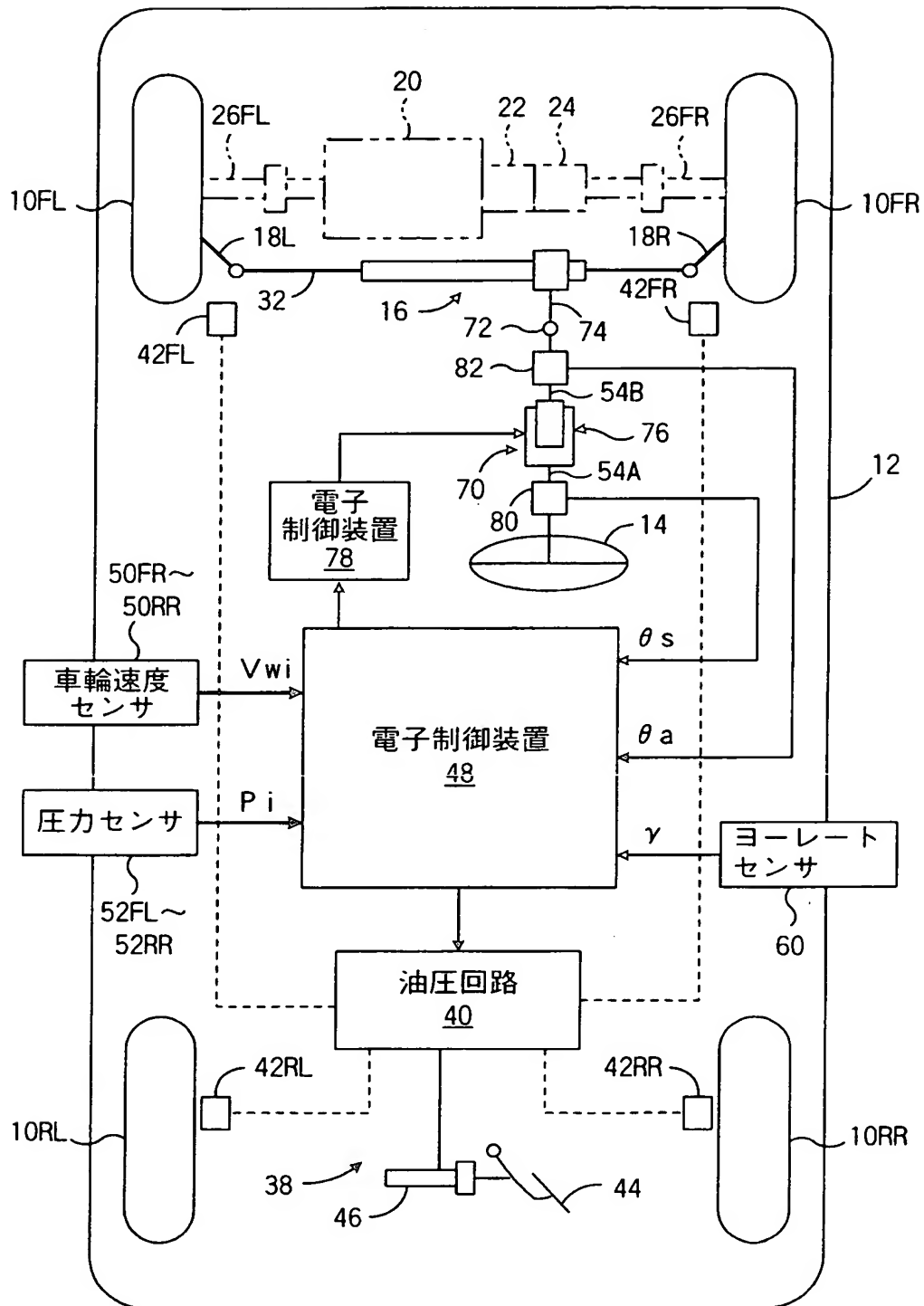
【図 8】



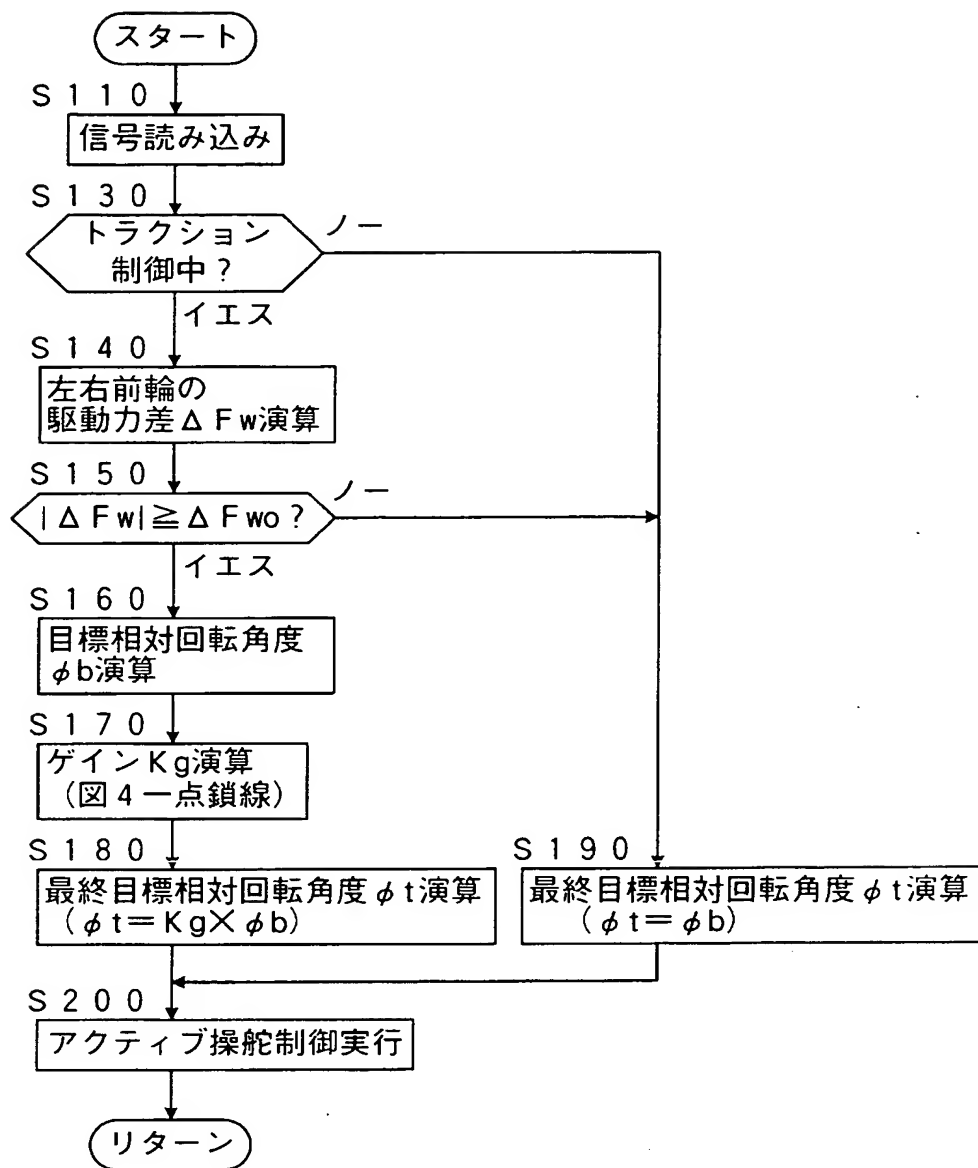
【図 9】



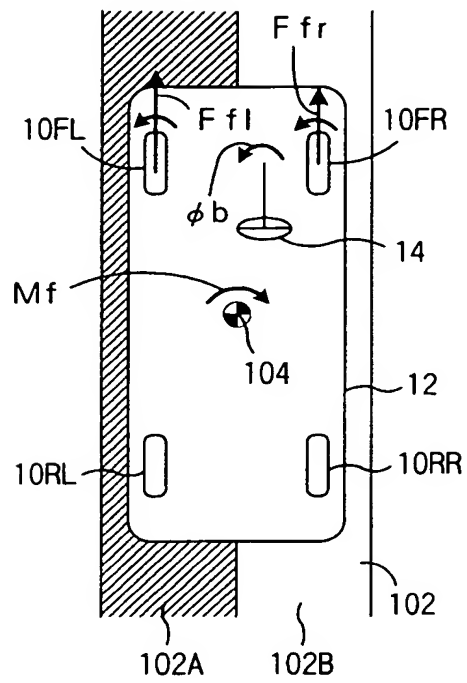
【图 10】



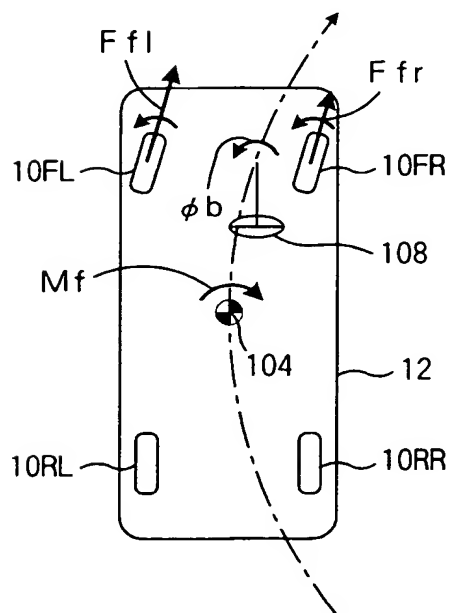
【図 11】



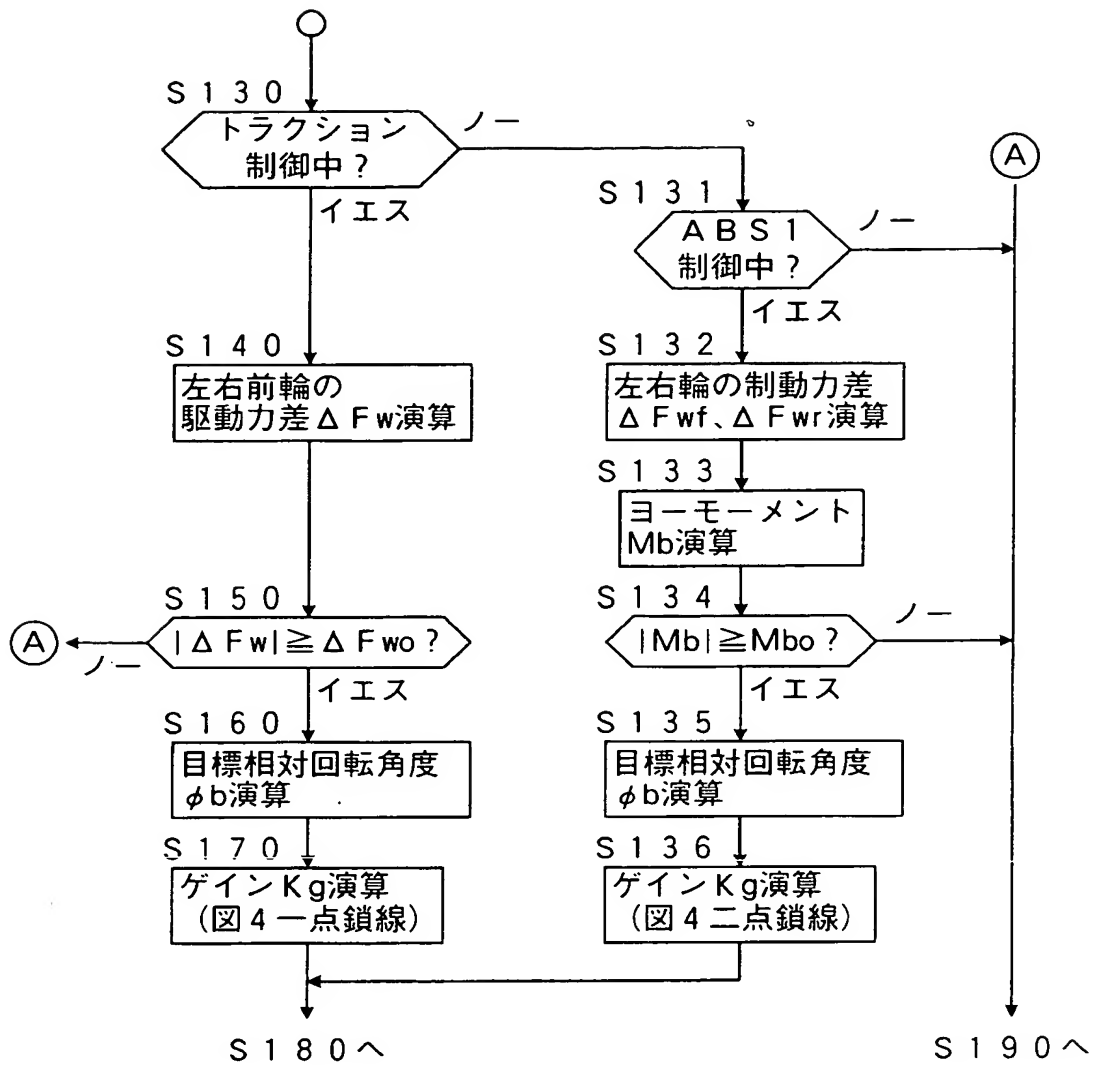
【図 12】



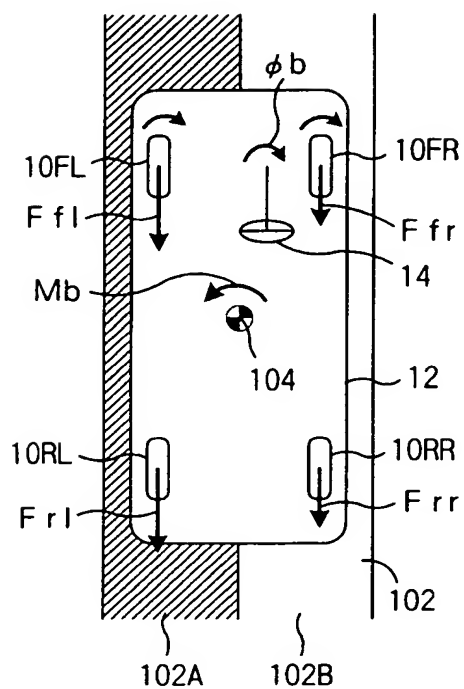
【図 13】



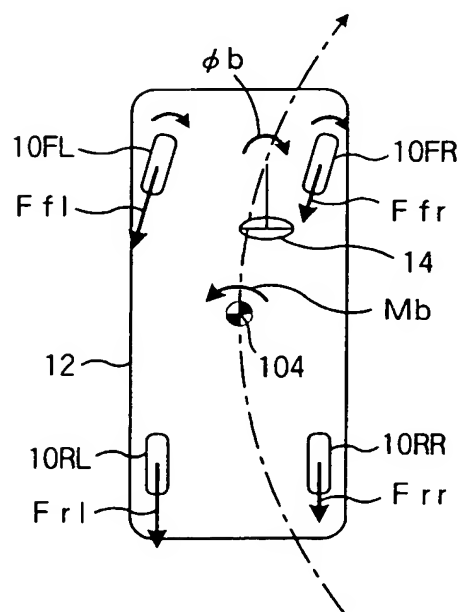
【図 14】



【図 15】



【図 16】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 車輛の旋回時には左右輪の制駆動力差に基づく操舵アシストトルクや操舵輪舵角の制御量を低減することにより、操舵トルクが大きくなったり旋回半径が大きくなったりして車輛の旋回性能が悪化することを防止する。

【解決手段】 左右輪の制駆動力差に起因する車輛の挙動変化に対する抑制効果が向上するよう操舵アシスト特性を制御する操舵制御装置であり、操舵トルクに基づき基本アシストトルク T_{ab} を演算する (S 2 0) と共に、左右輪の駆動力差 ΔF_w に基づき駆動力差 ΔF_w に起因するヨーモーメント M_f を相殺する方向の補助操舵トルク T_{ca} を演算し (S 4 0 ~ 6 0)、左右の荷重移動量の大きさを示す指標値としてヨーレートセンサ γ の大きさが高いほど小さくなるようゲイン K_g を演算し (S 7 0)、ゲイン K_g 及び補助操舵トルク T_{ca} の積と基本アシストトルク T_{ab} との和に基づきアシストトルクを制御する (S 8 0、1 0 0)。

【選択図】 図 2

特願 2 0 0 2 - 3 4 2 6 0 0

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 2 0 7]

1 . 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 7 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

氏 名

トヨタ自動車株式会社